



**TUGAS AKHIR - TF 141581**

**ANALISIS PENGARUH *VORTEX GENERATORS*  
TIPE *RECTANGULAR WINGLET* PADA DESAIN  
*HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN METODE  
*COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

**MIFTAKH FADHIL HANIFAN**  
**NRP. 2413 100 038**

**Dosen Pembimbing :**  
**Gunawan Nughroho, S.T. M.T. Ph.D.**

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2017**





***FINAL PROJECT - TF 141581***

***ANALYSIS ON THE EFFECT OF  
RECTANGULAR WINGLET VORTEX  
GENERATORS IN HEAT EXCHANGER USING  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS  
METHOD***

***MIFTAKH FADHIL HANIFAN  
NRP. 2413 100 038***

***Supervisor :  
Gunawan Nugroho, S.T. M.T. Ph.D.***

***ENGINEERING PHYSICS DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2017***



## PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : Miftakh Fadhil Hanifan  
NRP : 2413100038  
Departemen/ Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "Analisis Pengaruh Vortex Generators Tipe Rectangular Winglet pada Desain Heat Exchanger Menggunakan Metode *Computational Fluid Dynamics*" adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 3 Juli 2017  
Yang membuat pernyataan,



Miftakh Fadhil Hanifan  
NRP. 2413100038



**LEMBAR PENGESAHAN  
TUGAS AKHIR**

**ANALISIS PENGARUH VORTEX GENERATORS TIPE  
RECTANGULAR WINGLET PADA DESAIN HEAT  
EXCHANGER MENGGUNAKAN METODE  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS)**

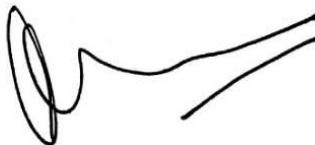
**Oleh:**

**Miftakh Fadhil Hanifan**

**NRP. 2413 100 038**

**Surabaya, 20 Juli 2017**

**Menyetujui,  
Dosen Pembimbing**



**Gunawan Nughroho, S.T. M.T. Ph.D.**

**NIPN. 19771127 200212 1 002**

**Mengetahui,  
Ketua Departemen  
Teknik Fisika FTI-ITS**



**Agus Muhamad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.**

**NIPN. 197809022003121002**







**ANALISIS PENGARUH VORTEX GENERATORS TIPE  
RECTANGULAR WINGLET PADA DESAIN HEAT  
EXCHANGER MENGGUNAKAN METODE  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS)**

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada**

**Bidang Studi Pengkondisian Lingkungan dan Konservasi Energi  
Progam Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**MIFTAKH FADHIL HANIFAN**

**NRP. 2413 100 038**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D

..... (Pembimbing)

2. Ir. Harsono Hadi, PhD

..... (Penguji I)

3. Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.

..... (Penguji II)

4. Hendra Cordova, S.T. M.T.

..... (Penguji III)

**SURABAYA  
JULI, 2017**



**ANALISIS PENGARUH *VORTEX GENERATORS* TIPE  
*RECTANGULAR WINGLET* PADA DESAIN *HEAT  
EXCHANGER* MENGGUNAKAN METODE  
*COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

**Nama** : Miftakh Fadhil Hanifan  
**NRP** : 2413 100 038  
**Departemen** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Gunawan Nugroho, S.T. M.T. Ph.D.

**Abstrak**

Sebagai salah satu penerapan teknologi di bidang perpindahan panas dan energi, kinerja *heat exchanger* memiliki pengaruh untuk pemenuhan efisiensi energi yang ekonomis dan ramah lingkungan. Aspek yang penting dalam *heat exchanger* adalah perpindahan panas antara udara sebagai fluida yang mengalir di luar *tube* dengan fluida yang mengalir di dalam *tube*. Salah satu cara untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas pada sisi udara adalah dengan meningkatkan turbulensi aliran menggunakan *vortex generators*. Penambahan *vortex generators* pada *heat exchanger* akan menimbulkan *wake* pada medan aliran yang akan menurunkan kestabilan dari lapisan batas thermal sehingga koefisien perpindahan panas dapat ditingkatkan. Pada penelitian ini dilakukan simulasi untuk mengetahui pengaruh variasi sudut serang dan susunan *vortex generators* terhadap perpindahan panas pada *heat exchanger*. Terdapat tiga variasi untuk sudut serang yaitu  $160^{\circ}$ ,  $165^{\circ}$ , dan  $170^{\circ}$ . Sementara untuk variasi susunan terdapat dua variasi yaitu *single row* dan *three rows inline*. Dari hasil simulasi diketahui bahwa penambahan *vortex generators* dengan sudut serang  $160^{\circ}$  dan konfigurasi *three rows inline* dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas hingga sebesar 59% dari tanpa penggunaan *vortex generators*.

**Kata Kunci** : *Heat exchanger*, *vortex generators*, koefisien perpindahan panas.



# ANALYSIS ON THE EFFECT OF RECTANGULAR WINGLET VORTEX GENERATORS IN HEAT EXCHANGER USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD

**Name** : Miftakh Fadhil Hanifan  
**NRP** : 2413 100 038  
**Department** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Supervisor** : Gunawan Nugroho, S.T. M.T. Ph.D.

## **Abstract**

*As one of the technology implementation in heat transfer field, heat exchanger performance has an impact for energy efficiency that economic and eco-friendly. The important aspect of heat exchanger is heat transfer between the air and the fluid that flows inside the tubes. The higher the value of the heat transfer between two fluids, the performance of the heat exchanger will be getting better. One way to improve heat transfer coefficient on airside is by increasing turbulence flow using vortex generators. The addition of vortex generators on heat exchanger will pose a wake on the flow field that will reduce the stability of thermal boundary layer so that the coefficient of heat transfer can be enhanced. This research was conducted on the simulation for the effect of the variation of angle of attack and the configurations of vortex generators in heat exchanger. There are three variations to angle of attack that is  $160^0$ ,  $165^0$ , dan  $170^0$ . While for the variation of configuration are single row and three rows of inline. From the results of the simulation it is known that the addition of vortex generators with  $160^0$  angle of attack and the configuration of the three rows of inline can improve heat transfer coefficient until 59% from without using it.*

**Keywords** : *Heat Transfer, Vortex generators, Heat transfer coefficient.*



## **KATA PENGANTAR**

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat serta salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya tugas akhir beserta laporan tugas akhir yang berjudul **ANALISIS PENGARUH *VORTEX GENERATORS* TIPE *RECTANGULAR WINGLET* PADA DESAIN *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian tugas akhir dan laporan Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Bapak Agus Muhamad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D selaku Ketua Departemen Teknik Fisika yang telah memberikan petunjuk, ilmu, serta bimbingan selama menempuh pendidikan di Teknik Fisika.
2. Bapak Gunawan Nugroho, S.T. M.T. Ph.D selaku dosen pembimbing yang telah dengan sabar memberikan petunjuk, ilmu, serta bimbingan yang sangat bermanfaat.
3. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Fisika, terimakasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.
4. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir ini tidak sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Fisika khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan tugas akhir bagi mahasiswa yang lain.

Surabaya, 5 Juni 2017

Penulis





## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
COVER .....	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME .....	v
LEMBAR PENGESAHAN .....	vii
ABSTRAK .....	ix
ABSTRACT .....	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR .....	xix
DAFTAR TABEL .....	xxi
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Rumusan Masalah .....	3
1.3. Tujuan .....	3
1.4. Batasan Masalah .....	3
1.5. Sistematika Laporan.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 <i>Heat Exchanger</i> .....	5
2.2 Aliran Fluida Melalui Silinder Tunggal .....	7
2.3 Aliran Fluida Melintasi <i>Tube Banks</i> .....	9
2.4 Aliran Fluida Melintasi <i>Vortex generators</i> .....	10
2.5 Perpindahan Panas Konveksi .....	12
2.6 <i>Computational Fluid Dynamics</i> .....	14
BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	17
3.1. Penentuan Parameter Geometri.....	18
3.2. Simulasi Desain.....	20
3.3. Pengambilan Data .....	25
3.4. Analisis Data .....	25
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN .....	29
4.1. Validasi dan Verifikasi Hasil Simulasi .....	29
4.2. Analisis Pengaruh Susunan <i>Single row</i> dan <i>Three rows Vortex generators</i> Terhadap Distribusi Kecepatan.....	31

4.3.	Analisis Pengaruh Susunan <i>Single row</i> dan <i>Three rows Vortex generators</i> Terhadap Nilai Bilangan Reynolds.....	35
4.4.	Analisis Pengaruh Susunan <i>Single row</i> dan <i>Three rows Vortex generators</i> Terhadap Nilai Bilangan Nusselt.....	36
4.5.	Analisis Pengaruh Susunan <i>Single row</i> dan <i>Three rows Vortex generators</i> Terhadap Nilai Koefisien Konveksi Sisi Udara.....	38
4.6.	Analisis Pengaruh Susunan <i>Single row</i> dan <i>Three rows Vortex generators</i> Terhadap Laju Perpindahan Panas <i>Tubes</i> .....	39
4.7.	Analisis Pengaruh Susunan <i>Single row</i> dan <i>Three rows Vortex generators</i> Terhadap Distribusi Temperatur.....	40
4.8.	Analisis Pengaruh Sudut Serang Terhadap Olakan fluida di sekitar tubes .....	42
4.9.	Analisis Pengaruh Susunan <i>Single row</i> dan <i>Three rows Vortex generators</i> Terhadap <i>Pressure Drop</i> Fluida dalam <i>fin Heat Exchanger</i> .....	44
4.10.	Pembahasan.....	45
BAB V PENUTUP .....		49
5.1.	Kesimpulan .....	49
5.2.	Saran .....	49
DAFTAR PUSTAKA.....		51

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	<i>Cross-flow Heat Exchanger</i> (Incropera, 2005).....	5
<b>Gambar 2.2</b>	Formasi lapisan batas dan separasi pada silinder dengan aliran <i>cross flow</i> (Incropera, 2005).....	7
<b>Gambar 2.3</b>	Profil kecepatan terkait separasi pada permukaan silinder dengan aliran <i>cross flow</i> (Incropera, 2005)	8
<b>Gambar 2.4</b>	Pengaruh turbulen terhadap separasi (Incropera, 2005) .....	9
<b>Gambar 2.5</b>	Susunan <i>Tube Bank</i> (a) <i>Inline</i> (b) <i>Staggered</i> (Incropera, 2005).....	9
<b>Gambar 2.6</b>	Kondisi aliran untuk susunan <i>tube</i> (a) <i>inline</i> dan (b) <i>staggered</i> (Incropera,.....	10
<b>Gambar 2.7</b>	Susunan <i>vortex generators</i> (a) <i>single row</i> (b) <i>three row</i> (Joardar & Jacobi, 2008).....	11
<b>Gambar 2.8</b>	<i>Local Nusselt number</i> untuk aliran fluida pada permukaan luar silinder (Incropera, 2005) .....	13
<b>Gambar 3.1</b>	Diagram alir metodologi .....	18
<b>Gambar 3.2</b>	Geometri fin (Joardar & Jacobi, 2008) .....	19
<b>Gambar 3.3</b>	Geometri Desain (Joardar & Jacobi, 2008).....	19
<b>Gambar 3.4</b>	Susunan <i>vortex generators</i> (a) <i>single row</i> (b) <i>three row</i> (Joardar & Jacobi, 2008).....	20
<b>Gambar 3.5</b>	Hasil pembuatan geometri .....	21
<b>Gambar 3.6</b>	Nilai kualitas <i>meshing</i> berdasarkan <i>skewness</i> (ANSYS UK Ltd., 2009).....	22
<b>Gambar 3.7</b>	Kontur hasil <i>meshing</i> .....	22
<b>Gambar 4.1</b>	Hasil <i>Grid Independency</i> .....	30
<b>Gambar 4.2</b>	Validasi hasil simulasi (a) Pola distribusi kecepatan pada tugas akhir (b) Pola distribusi kecepatan pada penelitian Sinha (2016) .....	31
<b>Gambar 4.3</b>	Pengaruh variasi geometri terhadap kecepatan aliran di luar <i>tubes</i> (a) Tanpa VG (b) <i>Single row</i> 160 <sup>0</sup> (c) <i>Single row</i> 165 <sup>0</sup> (d) <i>Single row</i> 170 <sup>0</sup> (e) <i>Three rows</i> 160 <sup>0</sup> (f) <i>Three rows</i> 165 <sup>0</sup> (g) <i>Three rows</i> 170 <sup>0</sup> .....	33
<b>Gambar 4.4</b>	Kontur <i>vector</i> aliran fluida yang melalui <i>tube</i> .....	34

- Gambar 4.5** Pengaruh variasi geometri terhadap distribusi temperature di luar *tubes* (a) Tanpa VG (b) *Single row*  $160^0$  (c) *Single row*  $165^0$  (d) *Single row*  $170^0$  (e) *Three rows*  $160^0$  (f) *Three rows*  $165^0$  (g) *Three rows*  $170^0$  .....41
- Gambar 4.6** Pengaruh variasi sudut serang terhadap distribusi vektor di sekitar *tubes* (a)  $160^0$  (b)  $165^0$  (c)  $170^0$  .43

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> Konstanta pada perhitungan persamaan 2 .....	14
<b>Tabel 2.2</b> Konstanta untuk persamaan 3 .....	14
<b>Tabel 3.1</b> Hasil <i>Meshing</i> .....	22
<b>Tabel 3.2</b> Kondisi Batas Simulasi .....	23
<b>Tabel 3.3</b> Kondisi material <i>heat exchanger</i> .....	23
<b>Tabel 3.4</b> Kondisi Inlet Udara .....	23
<b>Tabel 3.5</b> Konstanta perhitungan bilangan Nusselt .....	26
<b>Tabel 4.1</b> Pengaruh variasi geometri terhadap nilai bilangan Reynolds .....	35
<b>Tabel 4.2</b> Pengaruh variasi geometri terhadap nilai bilangan Nusselt .....	37
<b>Tabel 4.3</b> Pengaruh variasi geometri terhadap koefisien konveksi .....	38
<b>Tabel 4.4</b> Pengaruh variasi geometri terhadap laju perpindahan panas <i>tubes</i> .....	39
<b>Tabel 4.5</b> Pengaruh variasi geometri terhadap <i>pressure drop</i> aliran fluida di sekitar <i>tubes</i> .....	44



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Sebagai salah satu penerapan teknologi di bidang perpindahan panas dan energi, kinerja *heat exchanger* memiliki pengaruh untuk pemenuhan standar efisiensi energi yang ekonomis dan ramah lingkungan. *Heat exchanger* merupakan suatu alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas antara dua fluida yang memiliki temperatur berbeda dan dipisahkan oleh dinding-dinding yang padat. Alat ini biasa diaplikasikan dalam teknologi seperti pendingin udara, pembangkit listrik, sistem pemanfaatan panas yang terbuang, dan sistem pemrosesan kimia. Aspek yang penting dalam *heat exchanger* adalah perpindahan panas antara udara sebagai fluida yang mengalir di luar *tube* dengan fluida yang mengalir di dalam *tube*. Semakin tinggi nilai perpindahan panas yang terjadi antara dua fluida tersebut maka kinerja *heat exchanger* akan semakin baik

Salah satu faktor yang mempengaruhi kinerja *heat exchanger* adalah koefisien perpindahan panas pada sisi udara. Salah satu cara untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas pada sisi udara adalah dengan meningkatkan turbulensi aliran dengan menggunakan *vortex generators*. Penambahan *vortex generators* pada *heat exchanger* akan menimbulkan *vortex-vortex* pada medan aliran. *Vortex-vortex* tersebut akan menurunkan kestabilan dari lapisan batas thermal sehingga koefisien konveksi dapat ditingkatkan (Sinha, Chattopadhyay, Kannan, & Biswas, 2016). Penelitian tentang penerapan *vortex generator* sebagai mekanisme peningkatan perpindahan panas telah banyak dilakukan dengan memperhatikan lokasi penempatan, bentuk, dan orientasi dari *vortex generators*. Telah dilakukan penelitian dengan membandingkan susunan *tube heat exchanger* jenis *inline* dan *staggered* yang menggunakan *vortex generator* dan *heat exchanger* jenis *tube inline* dan *staggered* yang tidak menggunakan *vortex generator*. Berdasarkan penelitian tersebut didapatkan hasil

bahwa terjadi peningkatan bilangan Nusselt rata-rata sebesar 30% pada susunan *tube inline* yang menggunakan *vortex generator* dan 5.5 % pada susunan *tube staggered* yang menggunakan *vortex generator* (Valencia & Mitra, 1993). Sehingga dari penelitian tersebut *heat exchanger* dengan susunan *tube inline* yang menggunakan *vortex generator* lebih optimal untuk meningkatkan perpindahan panas. Selain penelitian tentang penerapan *vortex generators*, telah dilakukan juga penelitian yang membahas tentang bentuk dari *vortex generator*. Penelitian tentang *vortex generator* berbentuk *winglet* secara berpasangan terbukti dapat meningkatkan proses perpindahan panas pada *heat exchanger* (Jacobi, 1995). Sementara itu pada penelitian Tian dkk (2009) tentang perbandingan performansi antara penerapan *vortex generator* bentuk delta *winglet* dengan *rectangular winglet* dengan kondisi aliran dengan bilangan Reynolds sampai 1200. Hasil penelitian tersebut menunjukkan bahwa *rectangular winglet* lebih baik dalam meningkatkan perpindahan panas dibandingkan dengan delta *winglet* pairs. Selain itu susunan dari penempatan *vortex generator* pada *heat exchanger* juga berpengaruh pada proses perpindahan panas. Susunan *vortex generators* secara *three rows inline* dapat meningkatkan perpindahan panas hingga 68% sedangkan susunan *single row inline* hanya 44% (Joardar & Jacobi, 2008). Kemudian sudut serang dari *vortex generator* juga berpengaruh pada proses perpindahan panas seperti telah diteliti oleh Sinha (2016) bahwa diantara sudut serang  $160^{\circ}$ ,  $165^{\circ}$ ,  $170^{\circ}$ , sudut serang  $160^{\circ}$  merupakan yang paling baik dalam meningkatkan koefisien perpindahan panas fluida di sekitar *tubes*.

Berdasarkan penelitian sebelumnya mengenai *vortex generator* pada *heat exchanger* diperlukan adanya penelitian berbasis simulasi numerik dalam hal penerapan *vortex generator* pada *heat exchanger* dengan variasi sudut serang dari *vortex generators* dan susunannya dalam *heat exchanger* untuk mendapatkan nilai perpindahan panas yang optimal. Sehingga penelitian ini dilakukan dengan memperhitungkan variasi sudut serang *winglet*, dan susunan *winglet* dalam *heat exchanger* untuk



mengetahui pengaruh *vortex generator* pada proses perpindahan panas di *heat exchanger*

## 1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, rumusan masalah dari penulisan tugas akhir ini adalah :

- a. Bagaimana pengaruh penambahan *vortex generators* terhadap distribusi kecepatan dan suhu pada sisi luar *tube heat exchanger*?
- b. Bagaimana pengaruh variasi sudut serang dan susunan *vortex generators* terhadap koefisien perpindahan panas pada sisi luar *tube heat exchanger*?

## 1.3. Tujuan

Berdasarkan pemaparan latar belakang dan permasalahan maka tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Mengetahui pengaruh penambahan *vortex generators* terhadap distribusi kecepatan dan suhu pada sisi luar *tube heat exchanger*.
- b. Mengetahui pengaruh variasi sudut serang dan susunan *vortex generators* terhadap koefisien perpindahan panas pada sisi luar *tube heat exchanger*

## 1.4. Batasan Masalah

Berdasarkan identifikasi masalah maka batasan masalah dari tugas akhir ini adalah :

- a. Pemodelan geometri *heat exchanger* dalam domain aliran dua dimensi.
- b. Penggunaan *vortex generators* tipe *rectangular winglet*.
- c. Aliran pada *heat exchanger* adalah *steady flow* dan *uniform* pada sisi inlet.
- d. Simulasi numerik untuk mengetahui profil aliran menggunakan *Computational Fluid Dynamics* dengan persamaan model turbulensi *standard K-epsilon*.
- e. Kondisi batas pada sisi inlet berupa *velocity inlet* dan pada sisi *outlet* berupa *outflow*

### 1.5. Sistematika Laporan

Sistematika penulisan laporan tugas akhir adalah sebagai berikut:

- a. **BAB I PENDAHULUAN**  
Pada bab I ini terdiri dari latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan sistematika laporan.
- b. **BAB II TEORI PENUNJANG**  
Pada bab II ini dibahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan, seperti teori perpindahan panas dan mekanika fluida pada *heat exchanger*.
- c. **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**  
Pada bab III ini berisi mengenai rancangan dari penelitian yang dilakukan, metode dan langkah-langkah dalam penelitian.
- d. **BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN**  
Pada bab IV ini berisi tentang data hasil penelitian dari simulasi desain *heat exchanger* dan distribusi kecepatan dan perpindahan panas yang terjadi karena pengaruh *vortex generators*.
- e. **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**  
Pada bab V ini diberikan kesimpulan tentang tugas akhir yang telah dilakukan berdasarkan data-data yang diperoleh, serta diberikan saran sebagai penunjang maupun pengembangan tugas akhir selanjutnya

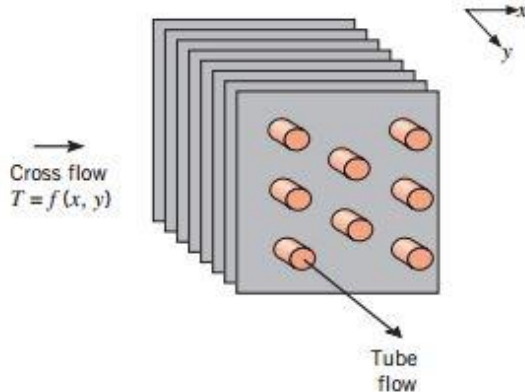
## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Heat Exchanger

Proses perpindahan panas diantara dua fluida yang memiliki perbedaan temperatur dan terpisahkan oleh dinding padat banyak diaplikasikan dalam dunia teknologi. Alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas tersebut disebut dengan *heat exchanger*. *Heat exchanger* ini biasa diaplikasikan dalam industri seperti pendinginan udara, pembangkit listrik, pemanfaatan panas yang terbuang dan proses kimia.

*Heat exchanger* biasanya dikategorikan berdasarkan pada arah aliran fluida serta bentuk konstruksinya. Berdasarkan arah alirannya, jenis paling sederhana dari *heat exchanger* adalah dua buah pipa sejajar yang berisi fluida panas pada satu pipa dan fluida dingin pada pipa yang lainnya. Kedua fluida ini bergerak searah atau berlawanan arah. Pada aliran yang berlawanan arah disebut *counterflow* sedangkan yang searah disebut *parallel flow*.



**Gambar 2.1** *Cross-flow Heat Exchanger* (Incropera, 2005)

Selain kedua tipe tersebut, heat exchanger juga mempunyai tipe lain yaitu crossflow. Pada crossflow fluida bergerak saling tegak lurus satu sama lain seperti terlihat pada gambar 2.1. Pada

gambar tersebut terlihat bahwa aliran dalam pipa bergerak ke arah sumbu  $y$  sedangkan aliran dalam *fin* bergerak ke arah sumbu  $x$ .

Pada gambar 2.1 heat exchanger yang digunakan adalah jenis *fin-tube heat exchanger*. Jenis ini biasa dipakai pada sistem pengkondisian udara pada suatu lingkungan. Dengan menggunakan *fin-tube heat exchanger* perpindahan panas yang terjadi di antara dua fluida tersebut terbagi dalam beberapa *fin*. Salah satu contoh penggunaan *fin-tube heat exchanger* sendiri adalah pada sistem pendingin udara.

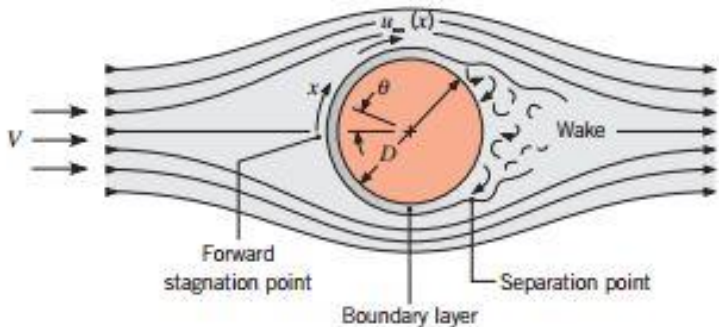
Pada sistem pendingin udara sendiri umumnya digunakan *heat exchanger* dengan jarak antar *fin* yang lebar (~3-10mm). Hal ini dikarenakan biaya fabrikasi yang relatif lebih rendah serta sifatnya yang lebih toleran terhadap akumulasi embun beku dibandingkan desain lain yang lebih kompleks (Sommers & Jacobi 2004). Akumulasi lapisan embun beku yang timbul pada *fin heat exchanger* tersebut tidak hanya menghambat aliran udara tetapi juga menurunkan kinerja perpindahan panas pada *heat exchanger* (Lee 1996). Faktor yang mempengaruhi kinerja *heat exchanger* adalah koefisien perpindahan panas pada sisi udara. Pada *heat exchanger* dengan jarak antar *fin* yang lebar resistansi thermal dari sisi udara lebih besar dibanding resistansi thermal lainnya dikarenakan koefisien konveksi sisi udara lebih kecil dibandingkan resistansi konveksi pada bagian *tube* (Joardar & Jacobi 2008). Oleh karena itu penerapan jarak antar *fin* yang lebar pada *heat exchanger* lebih dimaksudkan untuk memperpanjang umur operasi *heat exchanger* dengan cara mencegah timbulnya akumulasi embun beku dengan konsekuensi kecilnya koefisien perpindahan panas pada sisi udara (Sommers & Jacobi 2004). Apabila jarak antar *fin* diperkecil maka koefisien konveksi sisi udara dapat diperbesar namun akan mengurangi toleransi terhadap akumulasi kondensat dan embun beku.

Salah satu cara untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas pada sisi udara adalah dengan meningkatkan turbulensi aliran dengan menggunakan *vortex generators*. Penambahan *vortex generators* pada *heat exchanger* akan menimbulkan *vertex* pada medan aliran. *Vertex* tersebut akan menurunkan kestabilan

dari lapisan batas thermal sehingga koefisien konveksi dapat ditingkatkan (Sinha, Chattopadhyay, Kannan, & Biswas, 2016).

## 2.2 Aliran Fluida Melalui Silinder Tunggal

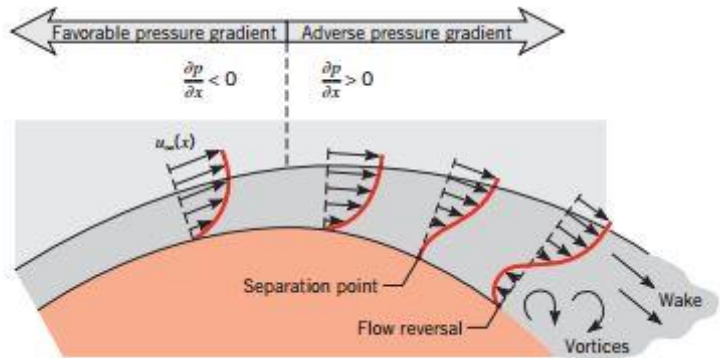
Aliran eksternal fluida melalui silinder tunggal dengan arah aliran tegak lurus terhadap sumbu silinder seperti terlihat pada gambar 2.1



**Gambar 2.2** Formasi lapisan batas dan separasi pada silinder dengan aliran *cross flow* (Incropera, 2005)

Seperti terlihat pada gambar 2.1, aliran fluida akan terhenti pada *forward stagnation point* dengan diiringi dengan peningkatan tekanan. Setelah melewati titik point tersebut tekanan akan turun seiring dengan meningkatnya nilai  $x$ , *streamline coordinate*, dan lapisan batas akan terbentuk dengan dipengaruhi oleh gradien tekanan ( $dp/dx < 0$ ). Berdasarkan persamaan *euler* untuk aliran *inviscid*, kecepatan aliran fluida *free stream*  $u_\infty(x)$  akan berbanding terbalik dengan kontur tekanan pada permukaan silinder,  $p(x)$ . Dimulai dari  $u_\infty = 0$  pada *stagnation point*, fluida akan mengalami peningkatan kecepatan dikarenakan adanya *favorable pressure gradient* ( $du_\infty/dx > 0$  ketika  $dp/dx < 0$ ) sampai mencapai kecepatan maksimumnya ketika  $dp/dx = 0$  lalu mengalami penurunan kecepatan dikarenakan *adverse pressure gradient* ( $du_\infty/dx < 0$  ketika  $dp/dx > 0$ ). Ketika fluida mengalami perlambatan, gradien kecepatan pada permukaan,  $\partial u / \partial y|_{y=0}$ , menjadi nol seperti ditunjukkan pada gambar 2.2. Pada lokasi tersebut muncul

*separation point*, titik tersebut merupakan area dimana fluida didekat permukaan kekurangan momentum untuk mengatasi gradien tekanan sehingga fluida tidak dapat bergerak ke arah *downstream*. Kondisi ini menimbulkan adanya *wake* pada area *downstream*.

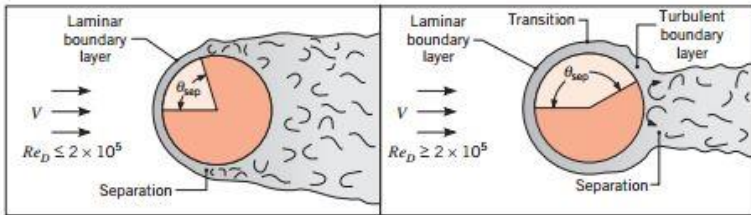


**Gambar 2.3** Profil kecepatan terkait separasi pada permukaan silinder dengan aliran *cross flow* (Incropera, 2005)

Terbentuknya transisi lapisan batas tergantung pada bilangan *Reynolds* serta posisi dari titik separasi. Untuk silinder sendiri panjang karakteristik yang dipakai adalah diameter sehingga bilangan *Reynolds* didefinisikan seperti pada persamaan 1

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \dots\dots\dots (1)$$

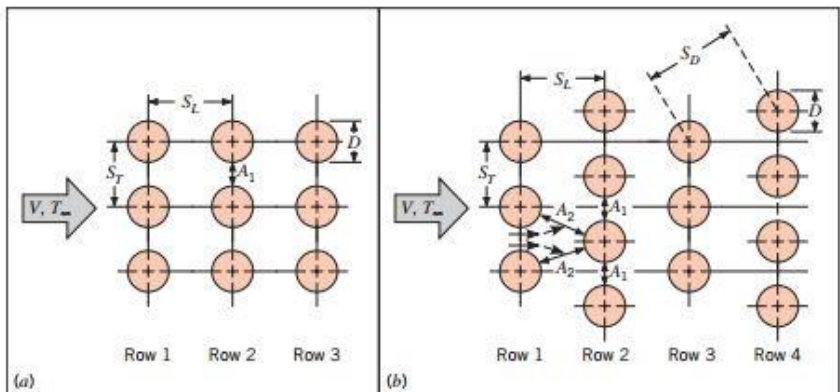
Kemudian seperti terlihat pada gambar 9.3, apabila  $Re_D \leq 2 \times 10^5$  maka lapisan batas berupa aliran laminar dan separasi terjadi pada  $\theta \approx 80^\circ$ . Sedangkan jika  $Re_D \geq 2 \times 10^5$ , terjadi lapisan batas berupa aliran transisi dan separasi terjadi pada  $\theta \approx 140^\circ$



**Gambar 2.4** Pengaruh turbulen terhadap separasi  
(Incropera, 2005)

### 2.3 Aliran Fluida Melintasi *Tube Banks*

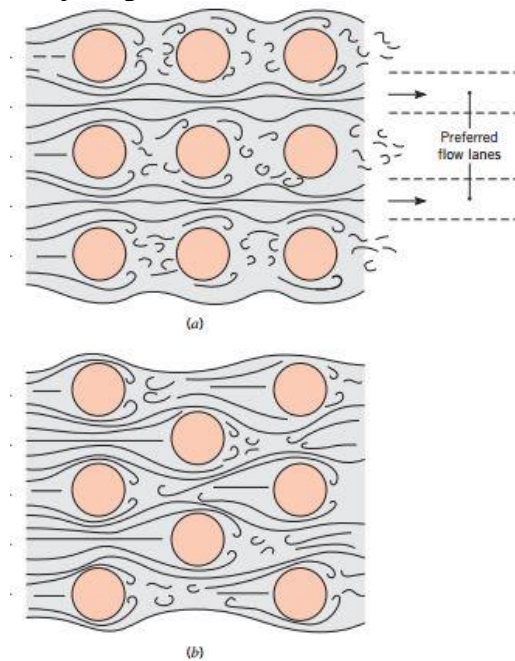
Konfigurasi *tube* dapat berupa *inline* atau *staggered*. Konfigurasi ini ditentukan dengan memperhitungkan diameter *tube*,  $D$ , dan *transverse pitch*  $S_T$  serta *longitudinal pitch*  $S_L$  yang diukur diantara pusat *tube*. Kondisi aliran dalam *tube bank* didominasi oleh pengaruh separasi lapisan batas dan interaksi *wake* yang nantinya juga berdampak pada perpindahan panas konveksi. Kedua konfigurasi tersebut ditampilkan pada gambar 2.4



**Gambar 2.5** Susunan *Tube Bank* (a) *Inline* (b) *Staggered*  
(Incropera, 2005)

Aliran di sekitar *tube* pada baris pertama *tube bank* sama seperti aliran eksternal fluida pada silinder tunggal. Sehingga koefisien perpindahan panas pada baris pertama *tube* kurang lebih

sama seperti pada silinder tunggal. Kemudian pada baris *downstream*, kondisi aliran sangat bergantung pada susunan *tube*. Tingkat turbulensi aliran yang melewati *tube* dan jumlah baris akan memberikan pengaruh pada nilai koefisien konveksi. Pada umumnya nilai koefisien konveksi akan meningkat seiring dengan meningkatnya jumlah baris sampai baris kelima dan setelah baris tersebut perubahan nilai koefisien konveksi yang timbul hanya kecil (Incropera, 2005). Kondisi aliran pada kedua susunan *tube bank* ditampilkan pada gambar 2.5



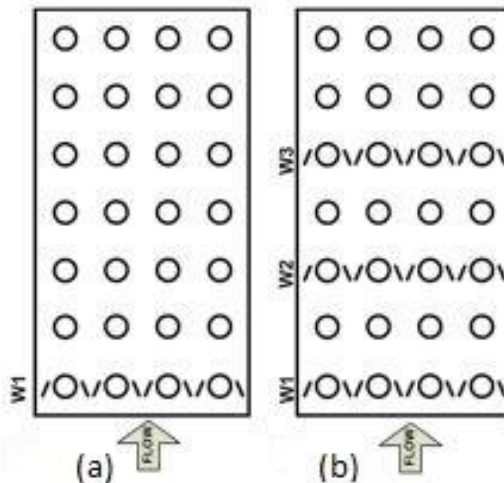
**Gambar 2.6** Kondisi aliran untuk susunan *tube* (a)*inline* dan (b)*staggered* (Incropera,

## 2.4 Aliran Fluida Melintasi *Vortex generators*

*Vortex generator* merupakan suatu geometri yang difungsikan untuk menimbulkan *vertex* yang membujur disepanjang aliran. Dengan adanya *vortex-vortex* tersebut maka aliran fluida dapat



dimanipulasi turbulensinya. Penambahan *Vortex generators* pada desain *Heat exchanger* akan menimbulkan *vortex-vortex* yang membujur pada medan aliran. *Vortex-vortex* tersebut akan menurunkan kestabilan dari lapisan batas thermal pada *tube* sehingga koefisien konveksi dapat ditingkatkan. Penelitian mengenai penerapan *vortex generator* sebagai mekanisme peningkatan perpindahan panas sendiri telah banyak dilakukan dengan memperhatikan lokasi penempatan, bentuk, dan orientasi dari *heat exchanger* sendiri. Dalam segi penempatan, terdapat dua macam yaitu *single row inline* dan *three rows inline* seperti terlihat pada gambar 2.6.



**Gambar 2.7** Susunan *vortex generators* (a) *single row* (b) *three row* (Joardar & Jacobi, 2008)

Susunan *vortex generators* secara *three rows inline* dapat meningkatkan perpindahan panas hingga 68% sedangkan susunan *single row inline* hanya 44% (Joardar & Jacobi, 2008). Kemudian dari segi bentuk umumnya digunakan tipe *rectangular winglet* dan *delta winglet*. Pada penelitian Tian dkk (2009) tentang perbandingan performansi antara penerapan *vortex generator* bentuk *delta winglet* dengan *rectangular winglet* dengan kondisi aliran dengan bilangan Reynolds sampai 1200. Hasil penelitian tersebut menunjukkan bahwa *rectangular winglet* lebih baik dalam

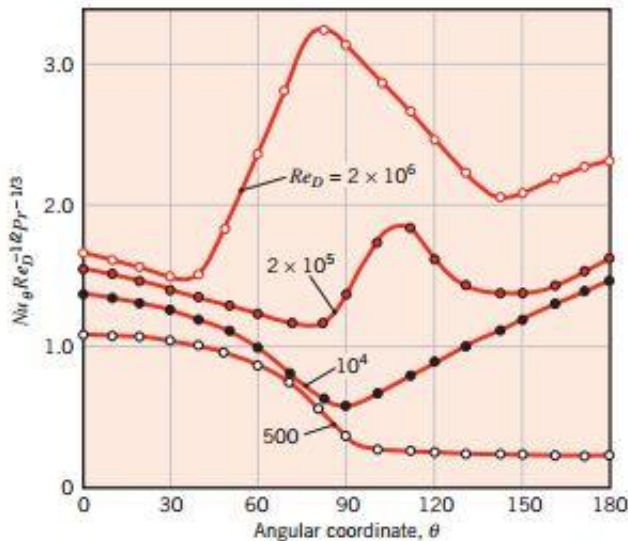
meningkatkan perpindahan panas dibandingkan dengan delta *winglet pairs*

Salah satu penerapan dari *vortex generators* adalah pada sistem pendingin udara. Pada sistem pendingin udara sendiri umumnya digunakan *heat exchanger* dengan jarak antar *fin* yang lebar (~3-10mm). Penerapan jarak antar *fin* yang lebar pada *heat exchanger* lebih dimaksudkan untuk memperpanjang umur operasi *heat exchanger* dengan cara mencegah timbulnya akumulasi embun beku dengan konsekuensi kecilnya koefisien perpindahan panas pada sisi udara (Sommers & Jacobi 2004). Salah satu cara untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas pada sisi udara tanpa mengurangi jarak antar *fin* adalah dengan meningkatkan turbulensi aliran dengan menggunakan *vortex generators*. Penambahan *vortex generators* pada *heat exchanger* akan menimbulkan *vortex-vortex* yang membujur pada medan aliran. *Vortex-vortex* tersebut akan menurunkan kestabilan dari lapisan batas thermal sehingga koefisien konveksi dapat ditingkatkan (Sinha et al. 2016).

Dengan menerapkan *vortex generators* pada sistem pendingin udara tersebut maka masalah penurunan koefisien perpindahan panas yang timbul dari pelebaran jarak antar *fin* dapat diatasi. Selain itu masalah penumpukan embun beku yang mengganggu proses perpindahan panas pada sistem pendingin udara juga dapat diatasi.

## 2.5 Perpindahan Panas Konveksi

Pada aliran jenis *cross flow* yang melalui *tube* silinder, nilai perpindahan panas konveksi banyak dipengaruhi oleh kondisi aliran yang ditimbulkan oleh permukaan silinder. Hasil dari eksperimen dengan variasi bilangan Nusselt dan  $\theta$  seperti diperlihatkan pada gambar 2.7 menunjukkan fluktuasi yang ditimbulkan oleh separasi lapisan batas pada permukaan *tube*.



**Gambar 2.8** Local Nusselt number untuk aliran fluida pada permukaan luar silinder (Incropera, 2005)

Sebagai contoh adalah pada aliran yang tergolong laminar dengan bilangan *Reynolds*  $Re_D \leq 2 \times 10^5$ . Dimulai dari *stagnation point*, nilai bilangan Nusselt menurun seiring dengan meningkatnya  $\theta$  dikarenakan adanya pembentukan laminar lapisan batas. Kemudian nilai bilangan Nusselt akan meningkat kembali dikarenakan terbentuknya *vortex* pada daerah *wake*. Untuk selanjutnya dengan adanya perkembangan lebih lanjut pada lapisan batas, nilai bilangan Nusselt akan turun kembali. Sehingga dapat disimpulkan bahwa nilai bilangan Nusselt tersebut akan meningkat seiring dengan meningkatnya turbulensi aliran yang juga berakibat pada menipisnya lapisan batas *thermal*.

Kemudian pada aliran fluida melewati *tube bank*, nilai koefisien perpindahan panas rata-rata untuk *tube bank* dapat didefinisikan menurut persamaan 2 yang diajukan Zukauskas berikut

$$Nu_{D(N_L \geq 20)} = C_1 Re_{D, \max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2)$$

Persamaan diatas berlaku hanya untuk jumlah baris *tube* lebih dari sama dengan 20

( $N_L \geq 20$ ) dengan konstanta C1 dan m seperti pada tabel 9.1.

**Tabel 2.1** Konstanta pada perhitungan persamaan 2

Bilangan Reynolds	C <sub>1</sub>	m
$10 - 10^2$	0.80	0.40
$10^2 - 10^3$	0.68	0.46
$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84

Sedangkan untuk jumlah baris *tube* kurang dari 20 maka dirumuskan sebagai berikut

$$Nu_D|_{(N_L=20)} = C_2 Nu_D|_{(N_L \geq 20)} \dots\dots\dots (3)$$

Dengan nilai konstanta C2 seperti pada tabel 9.2

**Tabel 2.2** Konstanta untuk persamaan 3

N <sub>L</sub>	1	2	3	4	5	7	8
C <sub>2</sub>	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.92	0.95

## 2.6 Computational Fluid Dynamics

*Computational Fluid Dynamics* (CFD) adalah sebuah alat berbasis komputer untuk mensimulasikan perilaku suatu sistem yang melibatkan aliran fluida, perpindahan panas dan proses fisik lainnya. Cara kerjanya dengan memecahkan persamaan-persamaan aliran fluida (dalam bentuk tertentu) meliputi suatu daerah yang diinginkan, dengan kondisi pada batas-batas daerah tersebut adalah spesifik dan diketahui.

Ada 3 tahap utama dalam melakukan simulasi CFD yaitu:

- a. *Pre Processor*

Beberapa kegiatan yang masuk dalam bagian ini adalah sebagai berikut:

- Pendefinisian dari geometri daerah kajian dan domain komputasi
- *Grid generation* yaitu pembagian domain ke domain domain yang lebih kecil yaitu *grid* atau *mesh* dari elemen elemen kecil (*cells*)
- Pemilihan fenomena fisik dan kimia dari masalah yang dimodelkan
- Pendefinisian properti fluida
- Spesifikasi kondisi batas yang sesuai pada *cell* yang bersinggungan dengan batas domain

Oleh karena itu, *grid* yang optimal memiliki *mesh* yang tidak seragam, dengan *mesh* yang halus di area yang terjadi perubahan dari titik satu ke titik lain dan *mesh* yang lebih kasar di area dengan perubahan properti relatif sedikit. Kemampuan yang juga dikembangkan adalah *self-adaptive meshing* yaitu kemampuan memperhalus *grid* di daerah dengan variasi properti tinggi. Secara umum terdapat 2 bagian yang dominan di tahap *Pre Processor* ini yaitu definisi geometri dari domain dan *Grid generation*.

b. *Solver*

Secara garis besar metode numerik yang menjadi dasar dari solver melakukan hal-hal sebagai berikut:

- Aproksimasi dari variabel aliran yang tidak diketahui dengan memakai fungsi-fungsi sederhana
- Diskritisasi dengan melakukan substitusi dari aproksimasi tersebut ke persamaan persamaan atur aliran dan dilanjutkan dengan manipulasi matematis
- Solusi dari persamaan aljabar dengan metode iteratif

c. *Post Processor*

Bagian ini mengandung kemampuan grafis yang dibutuhkan untuk menampilkan hasil termasuk kemampuan visual yang lain seperti animasi. Hal lain yang juga termasuk adalah display *grid* dan domain geometri, plot vektor, plot kontur, plot permukaan 2D atau 3D, *particle tracking*, animasi dan lain sebagainya

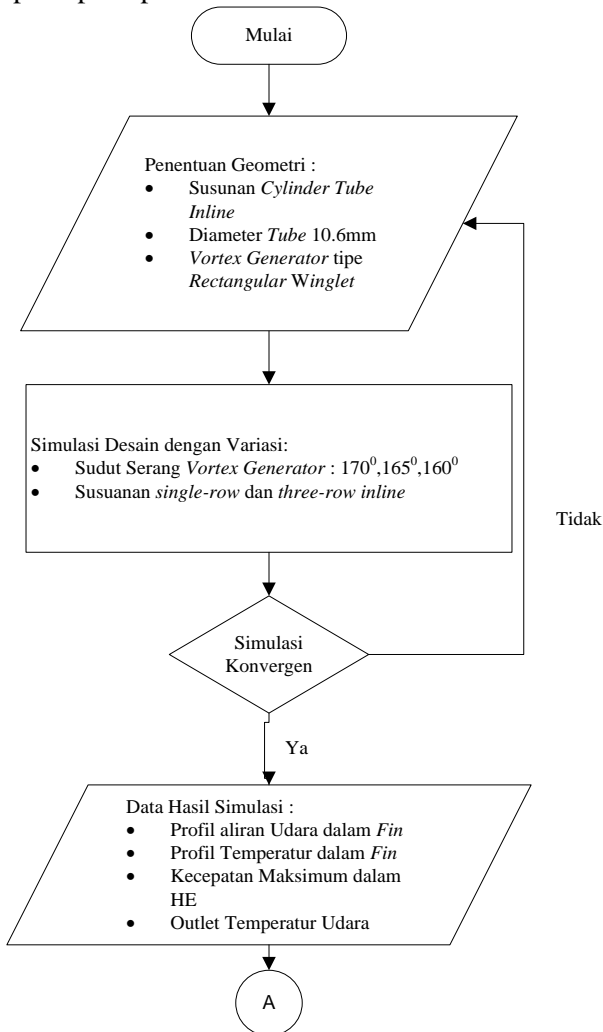
**Halaman ini memang dikosongkan**

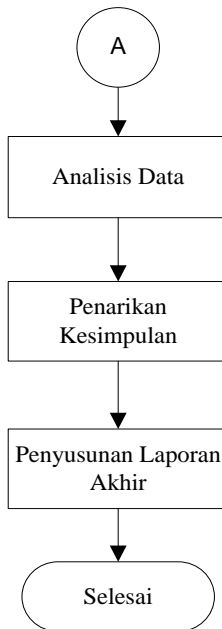
”

### BAB III

## METODOLOGI PENELITIAN

Berikut merupakan diagram alir dari metodologi yang diterapkan pada penelitian ini :



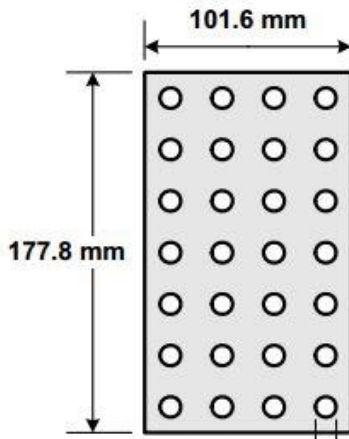


**Gambar 3.1** Diagram alir metodologi

### 3.1. Penentuan Parameter Geometri

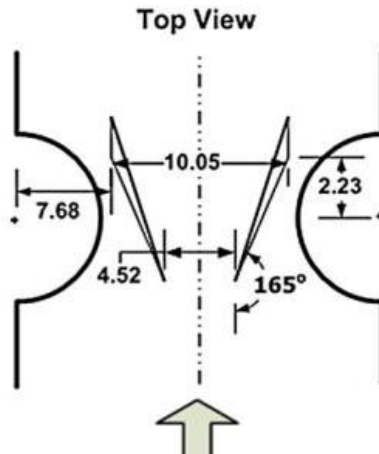
Pada tugas akhir ini, digunakan geometri desain *heat exchanger* dari penelitian berbasis eksperimen yang dilakukan oleh Joardar dan Jacobi (2008). Pada eksperimen tersebut digunakan model *heat exchanger* dengan susunan *tube inline*. Domain aliran yang digunakan memiliki ukuran  $177.8\text{mm} \times 101.6\text{mm}$  seperti ditunjukkan dalam gambar 3.2.





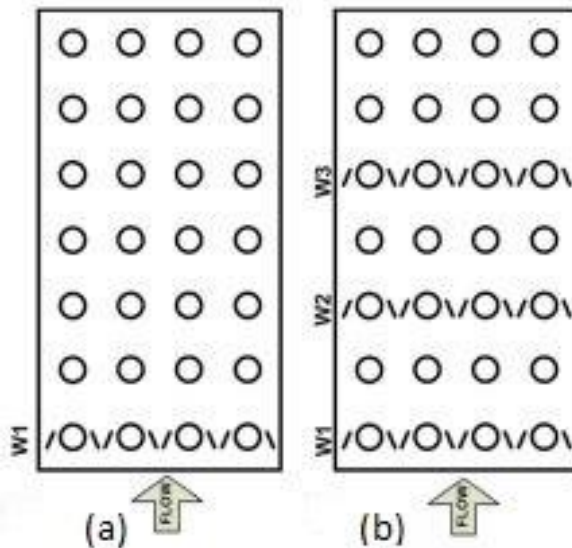
**Gambar 3.2** Geometri fin (Joardar & Jacobi, 2008)

Diameter *tube* yang digunakan adalah sebesar 10.6mm. Kemudian untuk *vortex generator* yang digunakan adalah tipe *rectangular winglet* dengan detail ukuran geometri dan penempatan seperti gambar 3.3.



**Gambar 3.3** Geometri Desain (Joardar & Jacobi, 2008)

Pada gambar 3.3 digunakan sudut serang *vortex generators* sebesar  $165^\circ$  yang untuk selanjutnya akan divariasikan dalam  $170^\circ$ ,  $165^\circ$ , dan  $160^\circ$ . Variasi ini dilakukan sesuai dengan penelitian berbasis simulasi numerik yang dilakukan Sinha (2016). Kemudian untuk susunan *vortex generators* dalam *fin* digunakan variasi *single-row* dan *three-row inline* seperti pada gambar 3.4.



**Gambar 3.4** Susunan *vortex generators* (a) *single row* (b) *three row* (Joardar & Jacobi, 2008)

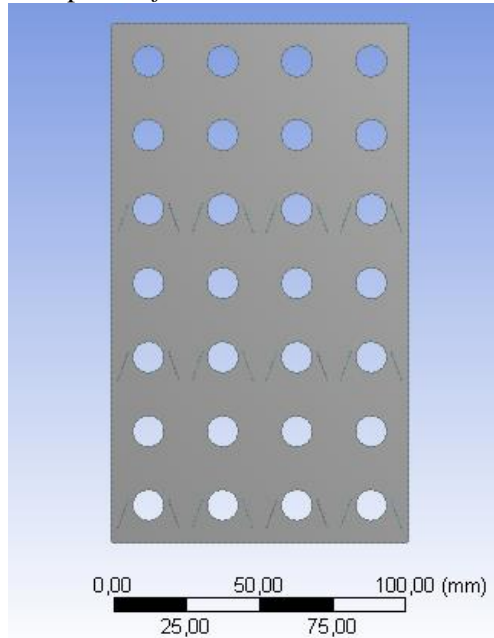
### 3.2. Simulasi Desain

Proses simulasi desain berbasis *Computational Fluid Dynamics* terbagi menjadi tiga tahapan yaitu *Pre-processing*, *Solving*, dan *Post-Processing*. Pada tugas akhir ini dilakukan tahapan simulasi desain *steady*.

#### 3.2.1. *Pre-Processing*

Pada tahapan *pre-processing* dilakukan pembuatan geometri, pembuatan *mesh*, penentuan kondisi batas dan sifat-sifat fluida. Pembuatan geometri dilakukan sesuai dengan referensi

yang telah ditentukan. Berikut merupakan hasil dari salah satu pembuatan geometri pada *software*.



**Gambar 3.5** Hasil pembuatan geometri

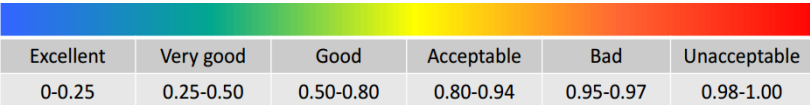
Pada gambar 3.5 tersebut terlihat hasil pembuatan geometri untuk variasi susunan *vortex generators three rows inline* dengan sudut serang  $160^0$ . Pada geometri tersebut digunakan jumlah *tube* 28 dengan susunan secara inline. Sedangkan jumlah *vortex generators* yang digunakan pada konfigurasi *three rows* adalah 24 dan untuk konfigurasi *single row* adalah 8.

Selanjutnya dilakukan proses *meshing* pada geometri yang telah dibuat. *Meshing* merupakan pembagian geometri dalam bagian-bagian elemen kecil kontrol volume. Pada tiap-tiap elemen ini nantinya dilakukan perhitungan persamaan matematis konservasi massa, energi, dan momentum. Melalui proses *meshing* tersebut dihasilkan beberapa nilai jumlah element untuk masing-masing variasi geometri seperti terlihat pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Hasil *Meshing*

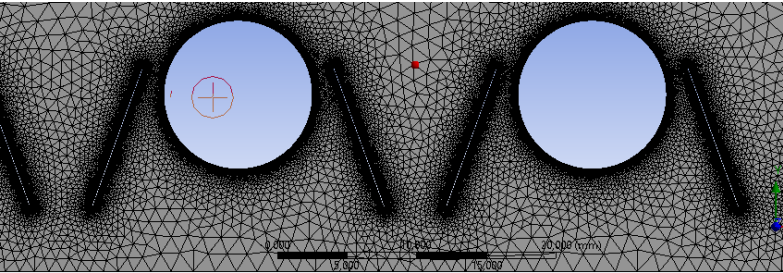
Konfigurasi	Sudut Serang	Nodes	Elements	Maximum Skewness
Tanpa Vortex Generator		509720	939959	0.88
Single row	160 <sup>0</sup>	543404	1002751	0.81
	165 <sup>0</sup>	744808	1378970	0.94
	170 <sup>0</sup>	648968	1198599	0.92
Three rows	160 <sup>0</sup>	779679	1440812	0.92
	165 <sup>0</sup>	984473	1823803	0.93
	170 <sup>0</sup>	904709	1673688	0.94

Berdasarkan tabel 3.1 mesh yang digunakan pada tugas akhir ini sudah memenuhi standar. Hal ini karena nilai maksimum *skewness* masih berada pada *range acceptable* sesuai standar dari ANSYS UK Ltd sesuai pada gambar 3.6



Gambar 3.6 Nilai kualitas *meshing* berdasarkan *skewness* (ANSYS UK Ltd., 2009).

Sedangkan salah satu kontur hasil *meshing* dapat dilihat pada gambar 3.6



Gambar 3.7 Kontur hasil *meshing*

### 3.2.2. *Processing*

Setelah proses *meshing* dilakukan maka ditentukan kondisi batas dan parameter-parameter matematis yang digunakan pada simulasi numerik. Pada tahap ini, semua kondisi batas disesuaikan dengan kondisi yang sesuai dengan kondisi batas Sinha (2016). Berikut merupakan kondisi batas yang diinisiasikan pada *software*

**Tabel 3.2** Kondisi Batas Simulasi

Kondisi Batas	Keterangan	
<i>Inlet</i>	Tipe	<i>Velocity Inlet</i>
	Kecepatan Udara	3.2m/s
	Temperatur	300K
Dinding <i>Tube</i>	Tipe	<i>Stationary Wall</i>
	Temperatur	330K
<i>Outlet</i>	Tipe	<i>Outflow</i>

Sedangkan untuk kondisi material yang digunakan tertera pada tabel 3.2 berikut.

**Tabel 3.3** Kondisi material *heat exchanger*

Properties	Nilai
Densitas	2719kg/m <sup>3</sup>
<i>Specific Heat</i>	871 J/kg.K
<i>Thermal Conductivity</i>	202.4 W/m.K

Kemudian untuk kondisi inlet udara yang digunakan tertera pada tabel 3.3

**Tabel 3.4** Kondisi Inlet Udara

Properties	Nilai
Suhu	300K
Densitas	1.1614kg/m <sup>3</sup>
<i>Specific Heat</i>	1007 J/kg.K

<i>Kinematic Viscosity</i>	15.89E-06
<i>Thermal Conductivity</i>	0.0263W/m.K
<i>Prandtl</i>	0.707

Selanjutnya model viskositas yang digunakan pada aliran ini adalah *standard K-epsilon*. Model ini digunakan karena akurat dalam perhitungan aliran fluida yang melibatkan olakan lapisan batas yang memiliki gradien tekanan besar, separasi, dan resirkulasi (Tuakia,2008).

Persamaan model *standard k-epsilon* adalah sebagai berikut  
*Tubulent Kinetic Energy*

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \mu_T / \sigma_k \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

.....3.1

*Dissipation Rate*

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_1 \epsilon \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_2 \epsilon \frac{\epsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \mu_T / \sigma_\epsilon \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right]$$

.....3.2

Kemudian persamaan model viskositas turbulen yang berlaku pada model tersebut adalah sebagai berikut.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \dots\dots\dots 3.3$$

Selanjutnya konstanta yang digunakan dalam persamaan tersebut adalah

$$C_{1\epsilon} = 1.44$$

$$C_{2\epsilon} = 1.9$$

$$C_\mu = 0.09$$

$$\sigma_k = 1.0$$

$$\sigma_\epsilon = 1.3$$

Kondisi batas dinding, yang meliputi *tube*, dan *vortex generators* diasumsikan impermeabel dan memiliki temperatur konstan. Kemudian selanjutnya dilakukan proses interaksi pada simulasi desain. Proses iterasi ini dilakukan sampai dicapai titik konvergen.

### 3.2.3. Post Processing

Selanjutnya pada proses *post processing* dilakukan pengambilan data berupa kontur dan data numerik. Kontur yang diambil adalah distribusi kecepatan dan distribusi temperatur. Sedangkan data numerik yang diambil adalah nilai kecepatan maksimum, bilangan Reynolds, dan temperatur.

### 3.3. Pengambilan Data

Setelah simulasi dilakukan, maka akan didapatkan data-data hasil simulasi meliputi distribusi aliran fluida dan distribusi temperatur pada *heat exchanger*. Selain itu juga diambil data temperatur masukan dan keluaran udara. Pengambilan data ini dilakukan berdasarkan dari variasi sudut serang dan susunan *vortex generator* dengan kecepatan aliran fluida 3.2m/s Data yang telah diperoleh dan lolos tahap verifikasi kemudian diolah dan dianalisis lebih lanjut

### 3.4. Analisis Data

Analisis data dilakukan setelah semua data dari hasil simulasi telah didapatkan. Proses ini dilaksanakan dengan berdasarkan pada teori-teori yang telah didapatkan pada tahap studi literatur. Pada bagian ini dibahas karakteristik aliran dalam *heat exchanger* dan hubungan koefisien perpindahan panas dengan bilangan Reynolds

Kemudian dilakukan perhitungan nilai bilangan Nusselt pada semua model simulasi dengan persamaan sebagai berikut :

$$Nu_D|_{(N_L \geq 20)} = C_1 Re_{D, \max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots\dots\dots 3.5$$

$$Nu_D|_{(N_L = 20)} = C_2 Nu_D|_{(N_L \geq 20)} \dots\dots\dots 3.6$$

Dimana

$Nu_D$  = Bilangan Nusselt untuk disekitar *tubes*

$Re$  = Bilangan Reynolds

$Pr$  = Bilangan Prandtl suhu awal fluida

$Pr_s$  = Bilangan Prandtl fluida sesuai suhu didalam domain aliran

$N_L$  = Jumlah baris *tubes*

Dengan nilai konstanta sebagai berikut :

**Tabel 3.5** Konstanta perhitungan bilangan Nusselt

Konstanta	Nilai
$C_1$	0.27
$m$	0.63
$Pr$	0.707
$C_2$	0.95

Sedangkan untuk nilai  $Pr_s$  yang bergantung dari temperatur rata-rata di dalam *heat exchanger* ( $T_s$ ) dapat dicari dengan menggunakan metode interpolasi pada tabel *Thermophysical Property* dari Udara berdasarkan dari temperatur rata-rata  $T_s$  untuk setiap variasi model

Kemudian dilakukan perhitungan untuk menentukan nilai koefisien konveksi untuk sisi udara dengan menggunakan persamaan :

$$h = Nu_D \times \frac{k}{D} \dots\dots\dots 3.7$$

Keterangan :

$h$  = Koefisien konveksi

$k$  = Konduktivitas Thermal

$D$  = diameter *tube*

Selanjutnya digunakan metode *log-mean temperature difference* untuk menentukan laju perpindahan panas dari *tubes*. Pada metode tersebut digunakan persamaan



$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \dots\dots\dots 3.8$$

$$q' = N(h\pi D\Delta T_{lm}) \dots\dots\dots 3.9$$

Keterangan :

Ts = Temperature rata-rata fluida dalam aliran *fin*

Ti = Temperatur inlet fluida

To = Temperatur outlet fluida

Dimana N adalah jumlah seluruh *tube* pada *tube banks* yaitu  
28.

**Halaman ini memang dikosongkan**

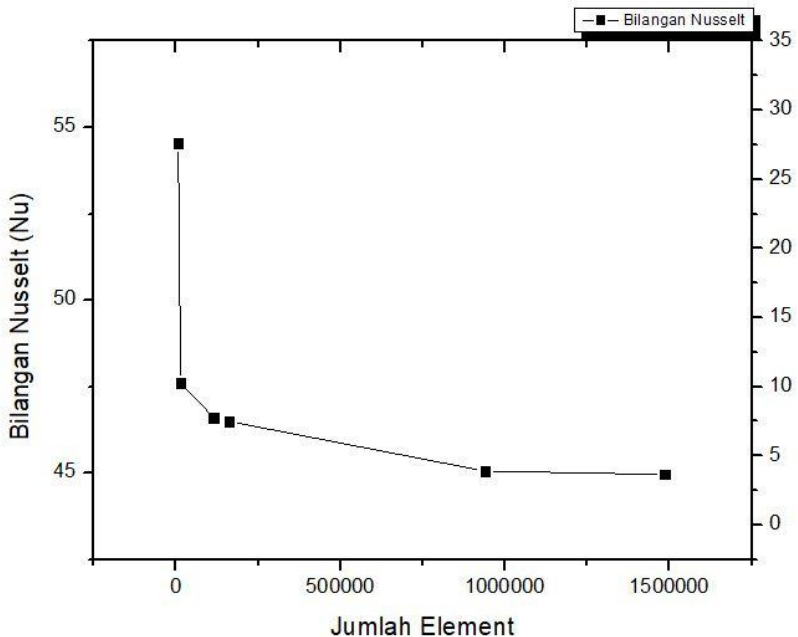
## **BAB IV**

### **ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN**

Setelah dilakukan simulasi hingga mencapai nilai yang konvergen, maka tahap selanjutnya dilakukan analisis data yang meliputi pengaruh susunan serta sudut serang dari *vortex generators* terhadap nilai bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, Koefisien Konveksi, dan laju perpindahan panas *tubes*. Pada penelitian ini analisis dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif. Analisis kualitatif dilakukan dengan melihat hasil kontur simulasi, sedangkan analisis kuantitatif dilakukan dengan perhitungan data hasil simulasi.

#### **4.1. Validasi dan Verifikasi Hasil Simulasi**

Validasi simulasi dilakukan pertama kali dengan *grid independency*. Tujuan utama dari *grid independency* adalah untuk membuktikan bahwa pola *mesh* yang digunakan sudah tepat. Pola *mesh* yang tepat tersebut didapatkan dengan cara memperkecil skala *mesh* hingga perubahan hasil simulasi yang didapatkan mencapai nilai konstan. Pada tugas akhir ini *grid independency* dilakukan dengan melakukan simulasi pada geometri susunan *tube inline* tanpa *vortex generators* dengan kecepatan aliran udara 3.2m/s. Simulasi dilakukan pada lima macam *mesh* dengan jumlah element 6786, 14587, 115103, 161524, 939228, dan 1484578. Selanjutnya dari ke enam *mesh* tersebut didapatkan perubahan nilai bilangan Nusselt yang dapat dilihat pada grafik 4.1. Melalui grafik tersebut diketahui bahwa nilai bilangan Nusselt mulai konstan ketika jumlah element pada *mesh* lebih tinggi dari 939228. Hal ini menunjukkan bahwa pola *mesh* dengan jumlah element 939228 sudah tervalidasi secara *grid independency*.

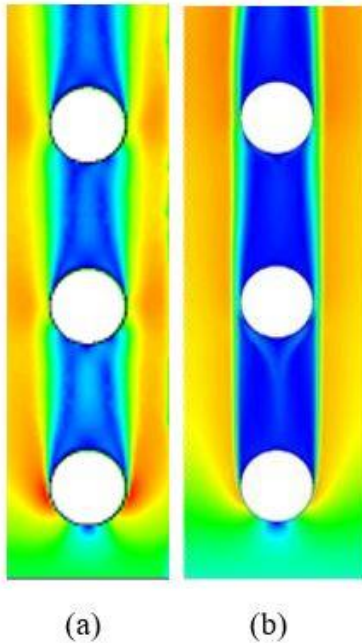


**Gambar 4.1** Hasil *Grid Independency*

Kemudian validasi dilakukan dengan membandingkan pola distribusi kecepatan antara penelitian yang dilakukan oleh Sinha (2016) dengan penelitian pada tugas akhir ini. Pada penelitiannya Sinha (2016) melakukan simulasi distribusi kecepatan pada heat exchanger dengan susunan *tube* inline dengan geometri seperti eksperimen yang dilakukan oleh Joardar. Berikut merupakan perbandingan kontur dari distribusi pada gambar 4.2

Pada kedua pola distribusi kecepatan gambar 4.2 terlihat persamaan dari aliran fluida yang mengalir di sekitar *tubes*. Pada *tube* barisan awal terlihat adanya wilayah biru kecil di ujung *tube* yang menunjukkan titik stagnasi saat pertama kali fluida mengenai *tube*. Pada titik ini kecepatan fluida mendekati nol dan tekanannya meningkat. Kemudian terlihat juga daerah separasi aliran pada bagian belakang *tubes*. Kedua geometri ini memiliki kesamaan

baik dalam ukuran sehingga pola distribusi kecepatan yang didapatkan juga sama.



**Gambar 4.2** Validasi hasil simulasi (a) Pola distribusi kecepatan pada tugas akhir (b) Pola distribusi kecepatan pada penelitian Sinha (2016)

Sehingga secara keseluruhan, kedua geometri ini memiliki kesamaan dalam fenomena fluida yang terjadi di sekitar *tubes*. Sehingga pola distribusi kecepatan yang didapatkan juga sama. Hal ini menunjukkan bahwa hasil simulasi penelitian tugas akhir ini telah tervalidasi. .

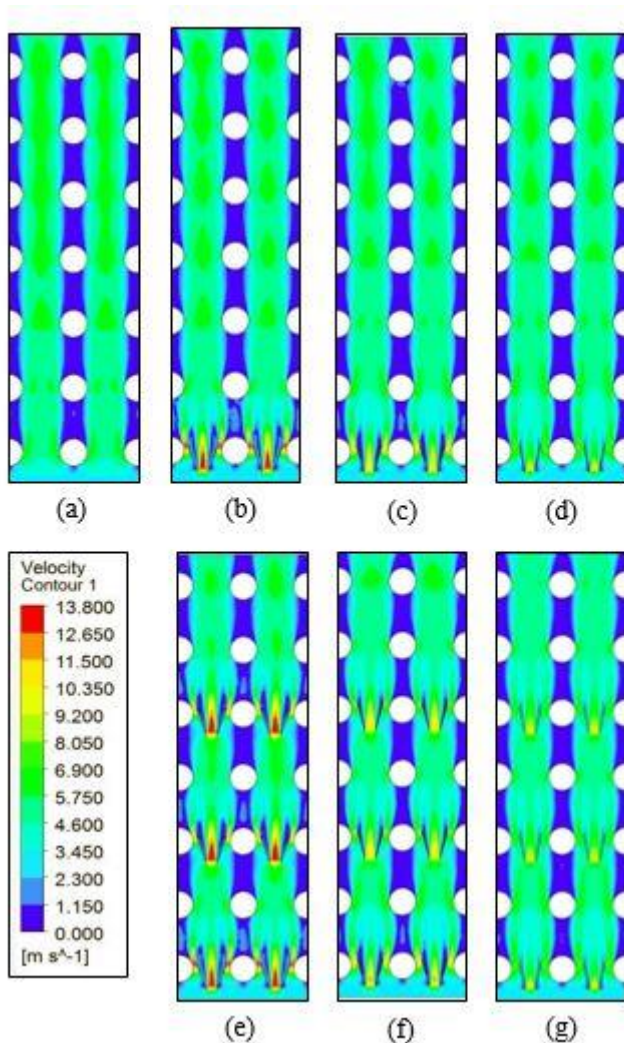
#### **4.2. Analisis Pengaruh Susunan *Single row* dan *Three rows Vortex generators* Terhadap Distribusi Kecepatan**

Pengaruh dari variasi susunan dan sudut serang dari *vortex generators* terhadap distribusi kecepatan dapat diamati dari hasil

simulasi berupa kontur distribusi kecepatan. Simulasi dilakukan pada kecepatan udara di sisi inlet sebesar 3.2m/s dengan arah aliran searah sumbu y positif. Hasil simulasi kontur distribusi kecepatan dapat dilihat pada gambar 4.3

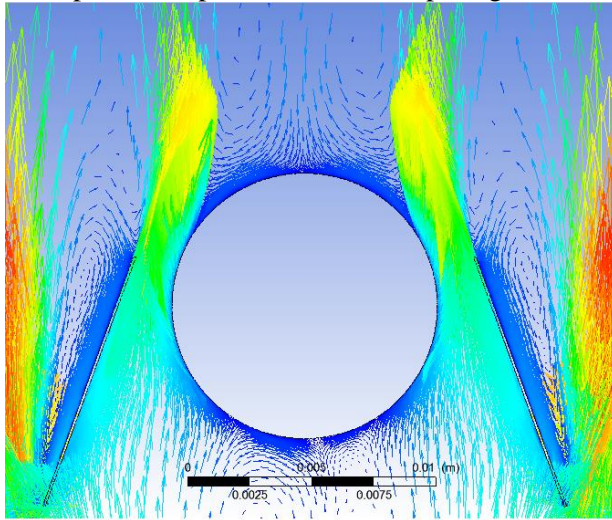
Pada gambar 4.3 tersebut terlihat bahwa kecepatan udara akan meningkat pada setiap celah diantara *vortex generators*. Meningkatnya kecepatan tersebut terjadi karena fluida melalui suatu penampang yang kecil. Hal ini terlihat ketika terjadi peningkatan sudut serang pada *vortex generators* maka kecepatan fluida pada bagian celah akan menurun karena adanya pelebaran luas penampang celah diantara *vortex generators*. Kemudian apabila dilihat pada kontur 4.3 (a) maka terlihat bahwa kecepatan udara cenderung semakin meningkat seiring pertambahan baris *tube*. Sedangkan pada desain geometri yang memakai *vortex generators* seperti terlihat pada kontur gambar 4.3 (b) (c) (d) (e) (f) (g) peningkatan kecepatan telah terjadi sejak baris awal dikarenakan peningkatan turbulensi yang diakibatkan oleh *vortex generators*.

Kemudian adanya perbedaan susunan *vortex generators single row* dan *three rows* menimbulkan pengaruh pada tertundanya titik separasi kondisi batas. Pada desain dengan susunan *single row* seperti terlihat pada gambar 4.3 (b) (c) (d) penundaan titik separasi paling besar terjadi pada baris pertama dikarenakan adanya *vortex generators*. Sedangkan pada susunan *three rows* penundaan titik separasi paling besar terjadi pada baris pertama, ketiga, dan kelima. Hal ini karena adanya *vortex generators* pada tiap baris tersebut yang mengakibatkan timbulnya olakan pada fluid yang melewatinya.



**Gambar 4.3** Pengaruh variasi geometri terhadap kecepatan aliran di luar tubes (a) Tanpa VG (b) *Single row*  $160^\circ$  (c) *Single row*  $165^\circ$  (d) *Single row*  $170^\circ$  (e) *Three rows*  $160^\circ$  (f) *Three rows*  $165^\circ$  (g) *Three rows*  $170^\circ$

Timbulnya olakan pada fluida dikarenakan oleh *vortex generator* dapat dilihat pada kontur *vector* pada gambar 4.4



**Gambar 4.4** Kontur *vector* aliran fluida yang melalui *tube*

Melalui kontur pada gambar 4.4 tersebut dapat dilihat bahwa aliran yang melewati *vortex generators* mengalami olakan. Selain itu pada ujung *tube* kontur kecepatan berwarna biru yang menunjukkan rendahnya nilai kecepatan pada titik tersebut. Hal ini karena titik tersebut merupakan titik stagnasi dimana nilai kecepatan mendekati nilai nol. Kemudian pada kontur kecepatan warna hijau pada fluida yang melewati *vortex generators* terlihat bahwa terjadi penundaan titik separasi karena adanya turbulensi aliran.

Sudut serang pada *vortex generators* tersebut juga mempengaruhi besarnya penundaan titik separasi. Semakin besar sudut serang yang digunakan maka semakin kecil atau dekat penundaan sudut separasi yang terjadi. Hal ini karena olakan yang timbul dari sudut serang yang besar lebih kecil dibanding dari sudut serang yang kecil. Sehingga penundaan titik separasi kondisi batas juga terpengaruh.



#### 4.3. Analisis Pengaruh Susunan *Single row* dan *Three rows Vortex generators* Terhadap Nilai Bilangan Reynolds

Pada sub bab ini akan dibahas pengaruh dari susunan *single row* dan *Three rows Vortex generators* terhadap nilai bilangan Reynold. Nilai bilangan Reynolds merupakan representasi dari turbulensi yang terjadi pada aliran. Semakin besar nilai bilangan Reynold maka semakin turbulen aliran yang terjadi pada aliran yang melewati *tubes*. Besar kecilnya nilai bilangan Reynolds akan dipengaruhi oleh susunan dan sudut serang dari *vortex generators*. Nilai bilangan Reynold dari hasil simulasi dapat dilihat pada tabel 4.1. Melalui data berikut akan terlihat pengaruh dari susunan dan sudut serang dari *vortex generators* pada bilangan Reynolds aliran yang melewati *tubes*.

**Tabel 4.1** Pengaruh variasi geometri terhadap nilai bilangan Reynolds

Konfigurasi	Sudut Serang	Reynold Number
	Tanpa VG	4451.99
Single row	160 <sup>0</sup>	9598.30
	165 <sup>0</sup>	7718.79
	170 <sup>0</sup>	6533.61
Three rows	160 <sup>0</sup>	9617.77
	165 <sup>0</sup>	7890.03
	170 <sup>0</sup>	7505.93

Melalui data tersebut terlihat bahwa terjadi peningkatan nilai bilangan Reynolds sebesar 110% dari desain tanpa penggunaan *vortex generators* dengan desain yang telah menggunakan *vortex generators*. Melalui data tersebut terlihat bahwa turbulensi aliran paling besar terjadi pada penggunaan *vortex generators* tipe *three rows* dibandingkan dengan *single row*. Hal ini karena turbulensi aliran pada susunan *three rows* selalu kembali dinaikkan pada tiap baris yang memiliki *vortex generators*. Sementara pada *single row*

turbulensi aliran hanya dimanipulasi pada bagian baris pertama saja.

Kemudian apabila dilihat pada segi pegaruh sudut serang maka terlihat bahwa peningkatan sudut serang *vortex generators* akan menurunkan nilai bilangan Reynolds. Hal ini karena turbulensi aliran yang timbul akan semakin kecil apabila peningkatan kecepatan yang timbul akibat penyempitan penampang semakin rendah. Besarnya sudut serang akan menimbulkan semakin luasnya luasan penampang yang dilewati oleh fluida. Hal ini berkaitan dengan hukum kontinuitas dimana saat terjadi penyempitan luasan maka nilai kecepatan akan semakin besar. Hal ini akan menimbulkan nilai bilangan Reynolds akan semakin besar.

Melalui data pada tabel 4.1 juga dapat dilihat bahwa nilai bilangan Reynolds terbesar didapat pada variasi susunan *three rows* dengan sudut serang  $160^0$ . Hal ini karena pengaruh banyaknya *vortex generator* dengan lebar celah diantar *winglet*-nya yang kecil sehingga menimbulkan turbulensi aliran yang besar dan merata. Namun nilai ini hanya berbeda 0.2% dibanding nilai bilangan Reynolds yang timbul dari pengaruh susunan *single row* dengan sudut serang  $160^0$ . Hal ini karena perbedaan kecepatan maksimum yang timbul akibat olakan *vortex generators* tidak berbeda jauh. Adapun yang membedakan diantara kedua susunan *single row* dan *three row* adalah meratanya turbulensi aliran yang terjadi pada domain fluida diluar *tubes*. Seperti terlihat pada gambar 4.3 distribusi kecepatan yang timbul pada susunan *three rows* lebih merata.

#### **4.4. Analisis Pengaruh Susunan *Single row* dan *Three rows Vortex generators* Terhadap Nilai Bilangan Nusselt**

Selanjutnya dilakukan analisis pengaruh dari susunan dan sudut serang *vortex generators* terhadap nilai bilangan Nusselt. Bilangan Nusselt merupakan rasio dari nilai koefisien konveksi dengan konduksi. Semakin besar nilai dari bilangan Nusselt maka pengaruh dari konveksi lebih besar dibandingkan dengan konduksi. Nilai bilangan Nusselt dapat dihitung melalui persamaan

3.6. Berikut merupakan hasil dari nilai bilangan Nusselt yang terjadi karena pengaruh variasi pada tabel 4.2

**Tabel 4.2** Pengaruh variasi geometri terhadap nilai bilangan Nusselt

Konfigurasi	Sudut Serang	Nusselt Number
	Tanpa VG	44.96
Single row	160 <sup>0</sup>	72.95
	165 <sup>0</sup>	63.59
	170 <sup>0</sup>	57.25
Three rows	160 <sup>0</sup>	73.04
	165 <sup>0</sup>	64.47
	170 <sup>0</sup>	62.48

Melalui data tersebut terlihat bahwa nilai bilangan Nusselt pada geometri yang menggunakan *vortex generators* meningkat dibanding dengan desain geometri yang tidak menggunakan *vortex generators*. Hal ini karena nilai bilangan Nusselt sendiri juga dipengaruhi oleh nilai bilangan Reynolds. Seperti diketahui pada tabel 4.1 terlihat bahwa nilai bilangan Reynolds juga meningkat pada desain geometri yang menggunakan *vortex generators*. Peningkatan nilai bilangan Nusselt sendiri berbanding terbalik dengan peningkatan besar sudut serang yang digunakan pada *vortex generators*. Semakin besar sudut serang yang digunakan maka semakin rendah juga nilai bilangan Nusselt yang timbul. Hal ini karena nilai kecepatan dan turbulensi yang timbul juga akan semakin kecil pada setiap peningkatan besarnya sudut serang.

Peningkatan bilangan Nusselt pada susunan *three rows* lebih besar dibandingkan dengan susunan *single row*. Namun nilai bilangan Nusselt kedua susunan tersebut secara keseluruhan hanya berbeda 0.12% dikarenakan nilai kecepatan yang timbul juga tidak terlalu berbeda jauh. Besarnya nilai bilangan Nusselt menunjukkan

semakin dominannya perpindahan panas konveksi yang terjadi pada *heat exchanger*.

#### 4.5. Analisis Pengaruh Susunan *Single row* dan *Three rows Vortex generators* Terhadap Nilai Koefisien Konveksi Sisi Udara

Setelah diketahui nilai bilangan Nusselt yang timbul akibat pengaruh variasi geometri, maka dilakukan analisis pengaruh dari variasi geometri terhadap koefisien konveksi yang timbul pada sisi udara di luar *tubes*. Nilai koefisien konveksi dapat diketahui melalui persamaan 3.7 Semakin besar nilai koefisien konveksi yang timbul maka perpindahan panas yang timbul antar *tubes* dengan udara sekitar maka semakin optimal. Berikut merupakan nilai koefisien konveksi yang timbul pada tabel 4.3

**Tabel 4.3** Pengaruh variasi geometri terhadap koefisien konveksi

Konfigurasi	Sudut Serang	Koefisien Konveksi
	Tanpa VG	110.82
Single row	160 <sup>0</sup>	179.81
	165 <sup>0</sup>	156.74
	170 <sup>0</sup>	141.11
Three rows	160 <sup>0</sup>	180.04
	165 <sup>0</sup>	158.92
	170 <sup>0</sup>	154.00

Melalui data tersebut terlihat bahwa terjadi peningkatan 60% pada koefisien konveksi yang terjadi pada geometri yang menerapkan *vortex generator* dibandingkan dengan desain geometri yang tidak menerapkan *vortex generators*. Nilai koefisien konveksi yang timbul dipengaruhi oleh nilai bilangan Nusselt. Pada tabel 4.3 terlihat bahwa peningkatan besarnya sudut serang berbanding terbalik dengan besarnya koefisien konveksi yang timbul. Semakin besar sudut serang menimbulkan semakin rendahnya kecepatan yang timbul pada fluida di sekitar *tubes*. Hal

ini berkaitan juga dengan semakin rendahnya nilai bilangan Reynolds dan nilai bilangan Nusselt. Hal ini karena besarnya sudut serang menimbulkan besarnya celah penampang diantara *winglet vortex generator*. Kemudian dikarenakan hukum kontinuitas dimana kecepatan fluida menurun ketika melewati penampang yang lebih luas maka nilai kecepatan yang timbul juga akan menurun.

Kemudian pada tabel 4.3 dilihat dari susunan *vortex generators* maka terlihat bahwa susunan *three rows* lebih berpengaruh dalam meningkatkan nilai koefisien konveksi dibandingkan dengan susunan *single row*. Namun secara keseluruhan nilai keduanya hanya berbeda 0.12% karena peningkatan kecepatan yang timbul diantara keduanya juga tidak berbeda jauh. Sehingga secara keseluruhan desain geometri dengan susunan *three rows* dengan sudut serang  $160^0$  lebih signifikan dalam meningkatkan koefisien konveksi.

#### 4.6. Analisis Pengaruh Susunan *Single row* dan *Three rows Vortex generators* Terhadap Laju Perpindahan Panas *Tubes*

Kemudian dilakukan analisis untuk mengetahui laju perpindahan panas pada *tubes*. Nilai laju perpindahan panas didapatkan melalui persamaan 3.9. Semakin besar nilai laju perpindahan panas menunjukkan semakin efektifnya variasi geometri dalam meningkatkan perpindahan panas pada *tubes*. Berikut merupakan nilai laju perpindahan panas pada *tubes* pada tabel 4.4

**Tabel 4.4** Pengaruh variasi geometri terhadap laju perpindahan panas *tubes*

Konfigurasi	Sudut Serang	Laju Perpindahan Panas Tubes
Single row	Tanpa VG	2351.58
	$160^0$	3770.65
	$165^0$	3345.02

	170 <sup>0</sup>	2971.98
Three rows	160 <sup>0</sup>	3815.38
	165 <sup>0</sup>	3188.53
	170 <sup>0</sup>	3044.01

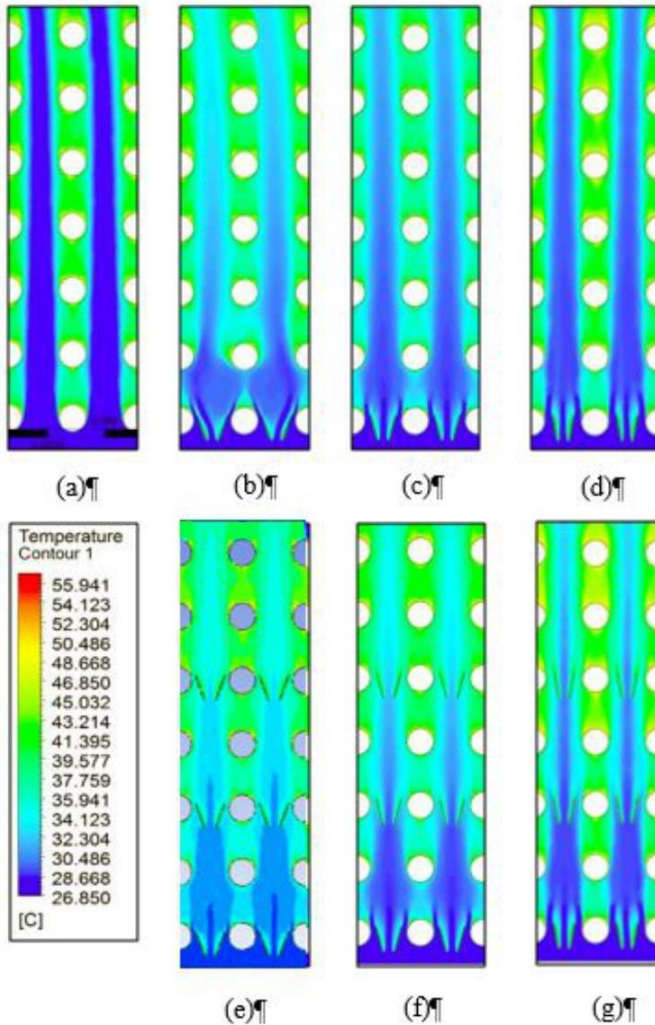
Melalui data pada tabel 4.4 terlihat bahwa laju perpindahan panas tiap satuan panjang dari *tubes* meningkat secara signifikan pada desain geometri yang menerapkan *vortex generators*. Laju perpindahan panas tersebut semakin menurun seiring dengan semakin besarnya sudut serang yang digunakan pada *vortex generators*. Hal ini berkaitan juga dengan semakin menurunnya turbulensi dan koefisien konveksi yang timbul seiring dengan besarnya sudut serang *vortex generators* yang diterapkan.

Sementara itu apabila dilihat dari susunannya, desain geometri dengan susunan *vortex generators three rows* lebih baik dalam meningkatkan laju perpindahan panas. Walaupun nilai laju perpindahan panas yang timbul secara keseluruhan diantara kedua susunan hanya berbeda 1.18%. Hal ini dikarenakan nilai kecepatan yang timbul akibat turbulensi dari hasil *vortex generators* tidak terlalu berbeda jauh. Sehingga melalui data pada tabel 4.4 dapat diketahui bahwa desain geometri dengan susunan *three rows* lebih efektif dalam meningkatkan laju perpindahan panas *tubes* tiap satuan panjang.

#### **4.7. Analisis Pengaruh Susunan *Single row* dan *Three rows Vortex generators* Terhadap Distribusi Temperatur**

Pada sub bab ini akan dianalisis pengaruh dari variasi geometri terhadap distribusi temperatur yang ada pada dalam *heat exchanger*. Analisis dilakukan terhadap data kualitatif yang didapat melalui kontur distribusi temperatur hasil simulasi. Berikut merupakan hasil kontur dari distribusi temperatur pada gambar 4.5. Pada gambar tersebut fluida mengalir ke arah sumbu y positif. Sehingga dapat dilihat hasil temperatur keluaran dari *heat exchanger* pada bagian atas geometri. Semakin merata kontur yang ditimbulkan maka semakin efektif perpindahan panas yang terjadi dari *tubes* ke fluida di sekitarnya. Sehingga melalui gambar 4.5

dapat diketahui pengaruh *vortex generators* dalam meningkatkan nilai perpindahan panas fluida di sekitasr *tubes*



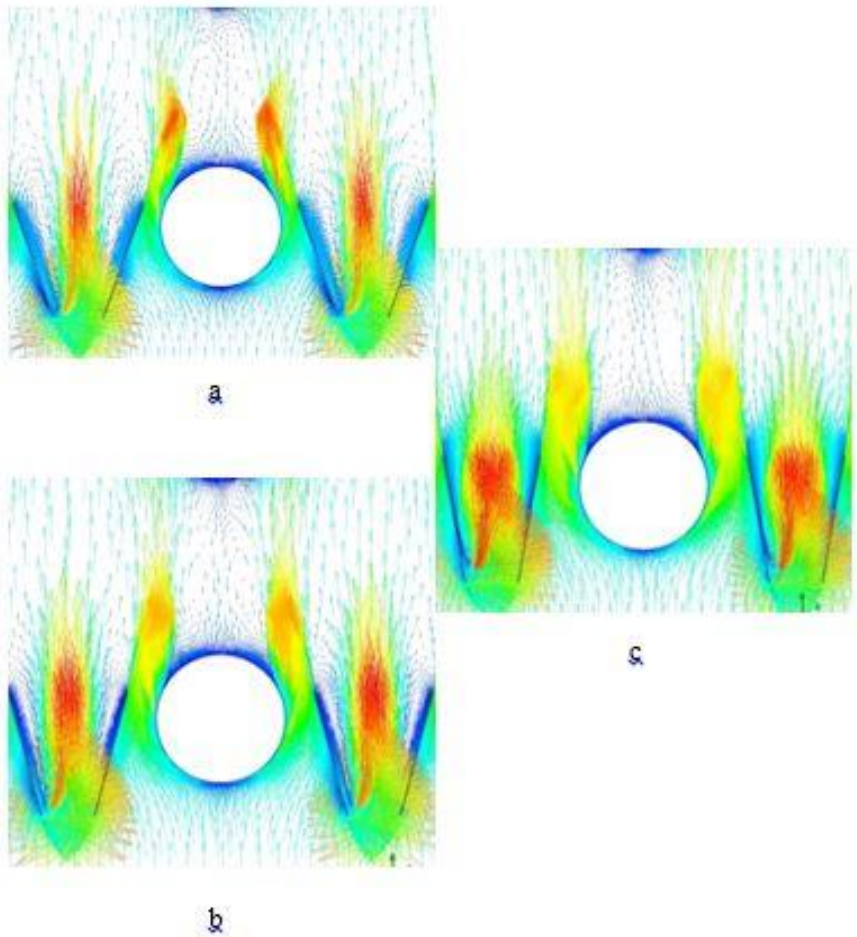
**Gambar 4.5** Pengaruh variasi geometri terhadap distribusi temperature di luar *tubes* (a) Tanpa VG (b) *Single row* 160° (c) *Single row* 165° (d) *Single row* 170° (e) *Three rows* 160° (f) *Three rows* 165° (g) *Three rows* 170°

Melalui data pada gambar 4.5 terlihat bahwa kontur distribusi suhu pada desain geometri yang tidak menggunakan *vortex generators* tidak merata sampai baris terakhir *tubes*. Sedangkan pada desain geometri yang menggunakan *vortex generators*, distribusi temperatur yang terjadi lebih merata seiring dengan penambahan baris *tubes*. Selanjutnya apabila dilihat dari segi sudut serang yang dipakai, distribusi temperatur akan semakin merata pada barisan *tubes* belakang seiring dengan semakin kecilnya sudut serang yang diterapkan. Hal ini karena turbulensi aliran yang lebih besar dan merata pada susunan *tubes* dengan sudut serang yang kecil. Turbulensi aliran tersebut akan menunda titik separasi pada *tube* dan meningkatkan perpindahan panas konveksi yang terjadi antara *tube* dengan fluida yang melewatinya. Secara keseluruhan susunan *three rows* memiliki kontur distribusi suhu yang lebih merata dibanding *single row*. Hal ini karena pada susunan *three rows* turbulensi aliran yang terjadi juga lebih merata dikarenakan banyaknya *vortex generators* yang diterapkan dan besarnya peningkatan kecepatan yang ditimbulkan

#### **4.8. Analisis Pengaruh Sudut Serang Terhadap Olakan fluida di sekitar tubes**

Pada sub bab ini dilakukan analisis dari pengaruh sudut serang terhadap olakan yang terjadi di sekitar *tubes*. Analisis dilakukan terhadap data kualitatif yang didapatkan melalui kontur vektor kecepatan hasil simulasi. Berikut merupakan hasil kontur vektor karena variasi sudut serang





**Gambar 4.6** Pengaruh variasi sudut serang terhadap distribusi vektor di sekitar *tubes* (a)  $160^{\circ}$  (b)  $165^{\circ}$  (c)  $170^{\circ}$

Melalui gambar 4.6 (a), (b), (c) terlihat bahwa pada bagian belakang tube terdapat olakan besar yang terjadi dikarenakan oleh interaksi dengan *tube* setelahnya. Olakan besar ini mendispersikan temperatur dari *tube* sehingga dapat tersebar merata pada aliran

fluida setelah *tube*. Kemudian pada gambar 4.6 (a) dan (b) terlihat bahwa pada bagian belakang *vortex generators* juga muncul olakan tersendiri sementara pada gambar 4.6 (c) olakan tersebut tidak muncul. Hal ini menunjukkan bahwa pada sudut serang paling kecil yaitu  $160^0$  akan timbul olakan sekunder yang besar pada bagian belakang *vortex generators*. Kemudian seiring dengan meningkatnya sudut serang maka olakan tersebut semakin mengecil.

#### 4.9. Analisis Pengaruh Susunan *Single row* dan *Three rows Vortex generators* Terhadap *Pressure Drop* Fluida dalam *fin Heat Exchanger*

Pada subbab ini dilakukan analisis pengaruh dari penambahan variasi *vortex generators* terhadap *pressure drop* fluida yang mengalir disekitar *tubes heat exchanger*. *Pressure drop* merupakan penurunan *pressure* yang terjadi dikarenakan adanya pengahalang dalam aliran suatu fluida. Nilai *pressure drop* diambil dari simulasi numerik dengan membandingkan antara *pressure* pada daerah *inlet* dengan *pressure* pada daerah *outlet*. Berikut merupakan nilai *pressure drop* pada tabel 4.5

**Tabel 4.5** Pengaruh variasi geometri terhadap *pressure drop* aliran fluida di sekitar *tubes*

Konfigurasi	Sudut Serang	<i>Pressure Drop</i> (Pa)
	Tanpa VG	29.80
Single row	$160^0$	92.07
	$165^0$	52.53
	$170^0$	33.52
Three rows	$160^0$	200.47
	$165^0$	97.13
	$170^0$	51.22

Melalui tabel 4.5 terlihat bahwa terjadi peningkatan *pressure drop* yang signifikan dari hasil penambahan *vortex generators*. Pada

variasi *single row* terjadi peningkatan *pressure drop* hingga 92.07 pascal sedangkan pada variasi *three rows* terjadi peningkatan *pressure drop* hingga 200.47 pascal dibandingkan dengan tanpa penggunaan *vortex generators*. Hal ini dikarenakan pada *single row vortex generators* hanya berada pada baris awal sehingga penghalang fluida yang ada di dalam *heat exchanger* hanya sedikit dibandingkan dengan variasi *three rows* dimana penghalang yang ada pada fluida lebih banyak. Sehingga *pressure drop* yang terjadi pada variasi *three rows* lebih besar. Kemudian apabila dilihat dari aspek sudut serangnya, sudut serang  $160^0$  menimbulkan *pressure drop* yang lebih besar dibanding sudut  $165^0$  dan  $170^0$ . Seiring dengan besarnya sudut serang yang digunakan *pressure drop* akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan luas penampang yang dapat dilewati fluida semakin besar seiring dengan peningkatan sudut serang yang digunakan. Semakin besar luas penampang maka fluida semakin mudah untuk lewat sehingga penurunan tekanan yang timbul juga lebih rendah.

#### 4.10. Pembahasan

Telah dilakukan penelitian mengenai pengaruh dari variasi sudut serang dan konfigurasi *vortex generators* pada *heat exchanger*. Penelitian ini dilakukan pada variasi sudut serang  $160^0$ ,  $165^0$ , dan  $170^0$  serta konfigurasi *single row* dan *three rows*. Melalui hasil simulasi pada seluruh variasi, diketahui bahwa penambahan *vortex generators* akan meningkatkan kecepatan maksimum yang ada pada domain aliran disekitar *tubes heat exchanger*. Peningkatan kecepatan tersebut terjadi karena fluida dipaksa untuk melewati suatu penampang yang kecil. Hal ini terlihat ketika terjadi peningkatan sudut serang pada *vortex generators* maka kecepatan fluida pada bagian celah akan menurun karena adanya pelebaran luas penampang celah diantara *vortex generators*. Fenomena ini sesuai dengan hukum kontinuitas dimana kecepatan fluida akan meningkat saat dilewatkan pada luas penampang yang kecil. Hasil simulasi juga menunjukkan bahwa terjadi peningkatan nilai bilangan Nusselt sebesar 59% pada desain geometri yang menggunakan *vortex generators* dibandingkan dengan yang tidak

memakai *vortex generators*. Nilai bilangan Nusselt tertinggi tersebut didapatkan pada penggunaan sudut serang  $160^0$  *vortex generators*. Sementara itu apabila dibandingkan berdasarkan konfigurasinya maka nilai bilangan Nusselt susunan *three rows* lebih tinggi 0.12% dibanding *single row*. Hal ini karena pada konfigurasi susunan *three rows* nilai kecepatan fluida pada aliran tidak berbeda jauh dibandingkan *single rows*. Namun dengan menerapkan susunan *three rows* didapatkan aliran dengan suhu yang lebih merata pada bagian *outlet*. Hal ini karena munculnya banyak olakan oleh *vortex generators* sehingga temperatur fluida dapat tersebar dengan merata.

Semakin kecil sudut serang dari *vortex generators* maka turbulensi aliran yang terjadi pada fluida di sekitar *tubes* akan semakin besar. Selain itu pemakaian *vortex generators* juga mempengaruhi peningkatan koefisien perpindahan panas pada sisi udara. Berdasarkan hasil simulasi terjadi peningkatan koefisien konveksi sebesar 58% pada pemakain *vortex generators* dengan sudut serang  $160^0$  dibandingkan dengan tanpa pemakaian *vortex generators*. Hal ini terjadi karena koefisien konveksi sangat dipengaruhi oleh nilai bilangan Nusselt. Sehingga apabila nilai bilangan Nusselt meningkat maka koefisien konveksi juga akan meningkat.

Seperti telah dijelaskan di awal, penelitian tugas akhir ini dilakukan berdasarkan dari eksperimen yang dilakukan oleh Joardar (2007). Dimana pada penelitian tersebut Joardar melakukan perbandingan antara konfigurasi *single row* dengan *three rows* dengan sudut serang *vortex generators* tetap  $165^0$ . Pada penelitian tersebut Joardar berhasil meningkatkan koefisien konveksi sisi udara sebesar 68.8% pada pemakain *vortex generators* dengan konfigurasi *three row* dibandingkan dengan tanpa penggunaan *vortex generators*. Sementara pada penelitian tugas akhir ini dilakukan penambahan parameter yaitu sudut serang pada *vortex generator* sesuai dengan penelitian dari Sinha (2016). Melalui hasil simulasi didapatkan peningkatan koefisien konveksi terbesar pada pemakaian *vortex generators* dengan sudut serang  $160^0$  dan konfigurasi *three rows* dengan nilai 59%. Nilai

peningkatan ini cenderung lebih kecil dibandingkan dengan eksperimen yang dilakukan oleh Joardar karena pada simulasi aspek gesekan pada bidang *heat exchanger* dan *vortex generators* diabaikan. Sehingga turbulensi aliran yang timbul hanya dari pengaruh *vortex generators* dan separasi aliran di sekitar *tubes*. Namun hasil dari simulasi yang menunjukkan bahwa sudut serang  $160^{\circ}$  lebih optimal dalam meningkatkan koefisien perpindahan panas sesuai dengan hasil penelitian Sinha (2016)

**Halaman ini memang dikosongkan.**

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1. Kesimpulan**

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis data yang dilakukan maka kesimpulan yang dapat diambil dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- a. Penambahan *vortex generators* menimbulkan kenaikan turbulensi aliran yang signifikan pada fluida di sekitar *tubes*.
- b. Penambahan *vortex generators* menimbulkan distribusi temperature yang lebih merata pada aliran di sekitar *tubes* heat exchanger.
- c. Penambahan *vortex generators* dengan sudut serang  $160^0$  dan konfigurasi *three rows* dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas hingga sebesar 59% dibandingkan dengan tanpa penggunaan *vortex generators*

#### **5.2. Saran**

Adapun saran yang dapat diberikan pada penelitian berikutnya adalah :

- a. Sebaiknya dilakukan analisis variasi bentuk *vortex generators* yang paling optimal dalam meningkatkan koefisien perpindahan panas.

**Halaman ini memang dikosongkan**



## DAFTAR PUSTAKA

- Incropera, F. (1990). *Fundamental of Heat and Mass Transfer* Third Edition, Canada: John Wiley & Sons
- Jacobi, A. M. (1995). Heat Transfer Surface Enhancement through the Use of Longitudinal Vortices : A Review of Recent Progress, *1777(95)*, 295–309.
- Joardar, A., & Jacobi, A. M. (2008). Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers *31*, 87–97.
- Sinha, A., Chattopadhyay, H., Kannan, A., & Biswas, G. (2016). International Journal of Heat and Mass Transfer Enhancement of heat transfer in a fin-tube heat exchanger using rectangular winglet type vortex generators, *101*, 667–681.
- Sommers, A., & Jacobi, A. M. (2004). Air-Side Heat Transfer Augmentation of a Refrigerator Evaporator Using Vortex Generation.
- Tuakia, F. (2008). *Dasar-Dasar CFD Menggunakan Fluent*. Bandung: Informatika Bandung
- Valencia, A., & Mitra, N. K. (1993). Wing-Type Vortex Generators for Fin-and-Tube Heat Exchangers, 287–295.
- Wilcox, D. (1994). *Turbulent Modeling for CFD*. California: DCW Industries



## BIOGRAFI PENULIS



Miftakh Fadhil Hanifan lahir pada tanggal 11 Maret 1995 di Yogyakarta. Penulis mengawali studi di SD Muhammadiyah Karangajen 1 Yogyakarta (2001-2007). Penulis melanjutkan studi di SMP Negeri 8 Yogyakarta (2007-2010) dan melanjutkan ke SMA Negeri 1 Yogyakarta (2010-2013). Setelah lulus SMA penulis melanjutkan studi di Departemen Teknik Fisika – Fakultas Teknologi Industri – Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2013. Penulis mengambil bidang minat

Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan. Penulis dapat dihubungi melalui email : [miftakhhanifan@gmail.com](mailto:miftakhhanifan@gmail.com)